

## TORQUE DISTRIBUTING GEAR MECHANISM OF MACHINE WITH PAIR OF SCREW

**Publication number:** JP58128548 (A)

**Publication date:** 1983-08-01

**Inventor(s):** YOZEFU AA BURATSUHA; RUDOBERUFU PEE FURITSUTSU

**Applicant(s):** YOZEFU AA BURATSUHA; RUDORUFU PEE FURITSUTSU

**Classification:**

- **international:** F16H1/22; B29B7/00; B29C47/00; B29C47/08; B29C47/40;  
B29C47/58; B29C47/92; B30B11/24; F16H1/02; B29B7/00;  
B29C47/00; B29C47/08; B29C47/38; B29C47/58; B29C47/92;  
B30B11/22; (IPC1-7): B29F3/01; F16H1/22

- **European:** B29C47/08D; B30B11/24B

**Application number:** JP19830005979 19830119

**Priority number(s):** DE19823201952 19820122

**Also published as:**

JP62012415 (B)

JP1407476 (C)

EP0084668 (A2)

EP0084668 (A3)

US4586219 (A) \*

[more >>](#)

Abstract not available for JP 58128548 (A)

Abstract of corresponding document: EP 0084668 (A2)

Drehmomentverzweigendes Zahnrädergetriebe für Doppelschneckenmaschinen, mit einer unmittelbar angetriebenen ersten Schneckenwelle, welche ein Abtriebszahnrad aufweist, das mit einem an einer Kuppelwelle vorgesehenen Antriebszahnrad kämmt, und mit einem an der zweiten Schneckenwelle vorgesehenen Antriebszahnrad, welches gegenüber dem Abtriebszahnrad der ersten Schneckenwelle in axialer Richtung nach vorn versetzt ist und über ein Abtriebszahnrad der Kuppelwelle antreibbar ist.; Um ein solches Getriebe zu vereinfachen und den Antrieb der beiden Schneckenwellen zu optimieren, werden folgende Merkmale in Kombination angewandt: Das Abtriebszahnrad der Kuppelwelle kämmt unmittelbar mit dem Antriebszahnrad der zweiten Schneckenwelle; die Kuppelwelle ist als Drehstab ausgebildet; mindestens eines der Zahnräder ist gegenüber seiner Welle verdreh- und feststellbar; Torsionssteifigkeit der Kuppelwelle und Übersetzungsverhältnis zwischen erster Schneckenwelle, Kuppelwelle und zweiter Schneckenwelle sind so auf die Torsionssteifigkeit des zwischen Abtriebszahnrad der ersten Schneckenwelle und Antriebszahnrad der zweiten Schneckenwelle liegenden Abschnitts der ersten Schneckenwelle abgestimmt, dass beide Schneckenwellen stets phasenrichtig zueinander sind.

Data supplied from the **esp@cenet** database — Worldwide

⑯ 日本国特許庁 (JP)

⑰ 特許出願公開

⑲ 公開特許公報 (A)

昭58—128548

⑳ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 16 H 1/22  
// B 29 F 3/01

識別記号

府内整理番号  
2125—3 J  
7112—4 F

㉑ 公開 昭和58年(1983)8月1日  
発明の数 1  
審査請求 未請求

(全 6 頁)

㉒ 1対のねじを備えた機械のトルク分配歯車機構

ドイツ連邦共和国7000シュトットガルト31ゴスララー・シュトラーゼ58

㉓ 特願 昭58—5979

㉔ 出願 昭58(1983)1月19日  
優先権主張 ㉕ 1982年1月22日 ㉖ 西ドイツ  
(DE) ㉗ P3201952.1

㉘ 発明者 ヨゼフ・アー・ブラツハ  
ドイツ連邦共和国7144アスペルグ・ビルヘルムシュトラーゼ24  
㉙ 発明者 ルドルフ・ペー・フリツツ  
ドイツ連邦共和国7000シュトットガルト31ゴスララー・シュトラーゼ58

㉚ 代理人 弁理士 青木朗 外3名

明細書

1. 発明の名称

1対のねじを備えた機械のトルク分配歯車機構

2. 特許請求の範囲

1. ねじ部分を有し直接駆動される第1のねじ軸を具備し、この第1のねじ軸は連結軸上に設けた駆動ピニオンと噛み合う出力ピニオンを有し、前記連結軸は第1のねじ軸に平行でかつ振り棒として仕組まれており、また第1のねじ軸に平行の第2のねじ軸を具備し、この第2のねじ軸は駆動歯車を有し、この駆動歯車は連結軸の出力ピニオンを介して駆動可能でありかつ第1のねじ軸の出力ピニオンに対し第1のねじ軸のねじ部分に向かって軸方向にずれた位置にある、1対のねじを備えた機械のトルク分配歯車機構において、

連結軸(20)の出力ピニオン(20c)は第2のねじ軸(30)の駆動ピニオン(30c)と直線噛み合い、ピニオン(10c, 20b, 20c, 30c)のうちの少なくとも1つはその軸(10a, 20a, 30a)に対して適所に

回転可能かつ固定可能であり、連結軸(20)の振り抵抗及び第1のねじ軸(10)と連結軸(20)と第2のねじ軸(30)との3者間の伝達比は、両ねじ軸(10, 30)が常に相互の正しい位相関係にあるように第1のねじ軸(10)の出力ピニオン(10c)と第2のねじ軸(30)の駆動ピニオン(30c)との間に位置する第1のねじ軸の部分の振り抵抗に調整されることを特徴とするトルク分配歯車機構。

2. 2つの同一構造の連結軸(20)が設けられ、これらの連結軸は、2つのねじ軸(10, 30)の各軸線によつて画成される平面に関して対称に配設されかつ前記各軸線から等距離にあるよう隔てられており、前記連結軸の駆動ピニオン(20b)及び出力ピニオン(20c)は全て同じ構造を有していることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の歯車機構。

3. 第1のねじ軸(10)の出力ピニオン(10c)と第2のねじ軸(30)の出力ピニオン(30c)とは同一の構造でありかつそれぞれの軸(10又は30)に一体に形成されていることを特徴とする特

特許請求の範囲第1項記載の歯車機構。

4. ねじ部分(10b)に面している出力ピニオン(10c)側の第1のねじ軸(10)の横断面が、前記ピニオンの他側の第1のねじ軸(10)の横断面に対しておよそ1:2の比率であることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の歯車機構。

5. 連結軸(20)の2つのピニオン(20b, 20c)は軸本体(20a)に対し適所において回転可能かつ固定可能であることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の歯車機構。

6. 連結軸(20a)はその各ピニオン(20b, 20c)のための外歯(24, 26)を有し、各ピニオンはその内歯でもつて前記外歯に嵌合し、2つのピニオンのための2組の歯(24, 26)はその歯数が特に1だけの差を有していることを特徴とする特許請求の範囲第5項記載の歯車機構。

7. 連結軸(20)のピニオン(20b, 20c)は各々その両側に軸受を有していることを特徴とする特許請求の範囲第5項又は第6項記載の歯車機構。

### 3. 発明の詳細な説明

これらの1対のねじを備えた機械の全ては相当の駆動トルクを必要とする。この理由のため技術者は、両方のねじ軸に同じ駆動トルクが与えられることという問題のみでなく常にこれらのねじ軸が相互に正しい位相関係において駆動されることという問題に直面し、特に2つのねじ軸のねじ部が相互に噛み合うときに前記の問題に直面する。さらに、2つのねじ軸に対する半径方向及び軸方向の押圧力を制御することが困難である。これらの問題の解決は、2つの相互に噛み合うねじ軸の間の空間が小さいことによつてさらに困難となる。この理由のため冒頭で述べた型式の公知の歯車機構は、この問題に対する満足すべき解決が未だ見出せないままに比較的高価な構造を有している。

例えば、ドイツ公開公報DE-OS 2025162によつて公知となつている冒頭で述べた型式の歯車機構は2つの中間軸を有し、この中間軸はそれぞれ1つのピニオンを有し、またこの中間軸は2つのねじ軸の各軸線によつて画成される平面に関する

特開昭58-128548 (2)

本発明は1対のねじを備えた機械におけるトルク分配歯車機構に関し、この歯車機構はねじ部分を持つた直接駆動される第1のねじ軸を備えし、このねじ軸は連結軸上に設けられた駆動ピニオンと噛み合つ出力ピニオンを有し、この連結軸は第1のねじ軸と平行でありかつ振り棒(トーションバー)として仕組まれたものであり、さらにまたこの歯車機構は第1のねじ軸に平行な第2のねじ軸を備えし、この第2のねじ軸は、連結軸の出力ピニオンを介して駆動可能でありかつ第1のねじ軸の出力ピニオンに対し第2のねじ軸のねじ部に向かつて軸方向にずれた位置に配設された駆動ピニオンを有しているものである。

本発明は特に1対のねじを備えた機械のためのこのような型式の歯車機構に関し、この装置のねじ軸は互いに係合し、すなわち相互に噛み合い、そして同じ方向に駆動される。このような1対のねじを備えた機械は、例えばプラスチック材料の加工に、材料の混合に、又は可塑性若しくはのり状の材料の粉碎に用いられるものである。

して対称に配置された2つの連結軸のうちの1つと第2のねじ軸の駆動ピニオンとの間にそれぞれ配設されている。これらの中間軸のピニオンは、第2のねじ軸の駆動ピニオンと連結軸に結合された出力ピニオンとに噛み合つ。2つの中間軸と共に結合される軸受とを備えることに基づく出費はさておき、この公知の歯車機構においては製造上の精度についての受け入れられる必要条件のもとに、第2のねじ軸の駆動ピニオンと噛み合つ中間軸の2つのピニオンに均等な荷重をかけることあるいは2つのねじ軸が相互に正しい位相関係において回転することを、常に得ることは不可能である。この最後に述べた欠点に関連して、公知の構造の場合には第2のねじ軸の駆動ピニオンは第1のねじ軸の出力ピニオンに対して軸方向にずれて配置されそのため第1のねじ軸はそのねじ部分とその出力ピニオンとの間の軸部分が、第2のねじ軸のねじ部分と駆動ピニオンとの間の軸部分よりも実質的に長いということが、注目されるべきである。このような軸方向へのずれた配置は、2つ

特開昭58-128548(3)

行われかつ製造コストが低廉な1対のねじを備えた機械のトルク分配ピニオン歯車機構を案出することにあつた。

冒頭で述べた型式の歯車機構に基づいて前記の目的は、本発明によつて達成することができるものであるが、本発明においては、連結軸の出力ピニオンは第2のねじ軸の駆動ピニオンと直接噛み合ひ、これらのピニオンの少なくとも1つはこれらピニオンの軸に対してその適所において回転可能かつ固定し得るものであり、連結軸の振り抵抗及び第1のねじ軸と連結軸と第2のねじ軸との3者間の伝達比が、両ねじ軸が常に相互の正しい位相関係にあるように第1のねじ軸の出力ピニオンと第2のねじ軸の駆動ピニオンとの間に位置する第1のねじ軸の部分の振り抵抗に調整されるものである。

本発明の歯車機構は、したがつて、公知の構造に比較して、1つの軸を2つの組の歯及び結合される軸受とともに省くことができるものである。さらに、製作上の精密度についての要求は、歯車

のねじ軸の軸線間の空間が小さいために2つのねじ軸の後軸受を軸方向にずらして配置しなければならないという理由から他の理由の中でもとりわけ必要なことである。その結果、公知の構造の第1のねじ軸はその出力ピニオンとそのねじ部分との間ににおいて、2つのねじ軸の大きな駆動トルクに基づき、第2のねじ軸の駆動ピニオンとねじ部分との間に位置する部分よりも大きな角度に捩られることになる。

これと同じことがドイツ特許公報DE-A S 2856068号による2つのねじ軸を備えた機械のトルク分配ピニオン歯車機構に適用され、この機構により第1のねじ軸は1つの連結軸と2つの中間軸を介して第2のねじ軸を駆動し、これら2つの中間軸はまた異なる構造を有している。

上記2つの公知の構造は、2つのねじ軸のピニオンだけでなく連結軸の駆動ピニオン及び出力ピニオンあるいはこれらの軸が異なる構造であるという欠点を持つている。

本発明の目的は、2つのねじ軸の最適の駆動が

が調整ピニオンの助けをかりて調整することができる所以減少され、また歯車が本発明により第1のねじ軸の振り抵抗に調整されるという事実によつて、2つの相互に噛合うねじ軸が常に正しい相互の位相関係のもとに走行することが遂に可能となるのである。

本発明による歯車機構の好適な実施態様によれば、2つの同じ構造の連結軸が設けられ、これらの連結軸は2つのねじ軸の各軸線によつて画成される平面に關して対称に配設されかつこれらの軸線から等距離の間隔が置かれ、その駆動ピニオンと出力ピニオンは全て同じ構造を有している。これは特に大きなトルクを2つのねじ軸に導入することが可能となるだけではなくまた同時に第2のねじ軸の駆動ピニオンの区域において同軸の軸受上の半径方向の応力を実質的に相殺することが可能となる。これは実際にまた前述の公知の歯車機構にとつても云えることであるが、この公知の機構では余分の中間軸とともに異なる構造のピニオンと軸受を持つた連結軸が用いられるのでその製

造コストが実質的により高くなることを余儀なくされる。

もし本発明による歯車機構が、連結軸の両ピニオンあるいは軸が軸本体に対して適所に回転可能かつ固定可能であるように構成されたならば、さらに利点が得られる。連結軸のピニオンは、したがつて、余分の手段を持つた機構を要することなく、その両側面に軸受を備えることができ、これに対しDE-A S 2856068による公知の歯車機構では一体の中間軸を持ちこれらの中間軸の各々に用いられる2つの軸受を要するものである。

本発明のこれ以外の特徴、利点及び詳細は、特許請求の範囲により、及び／又は本発明による好適の実施態様とその変形とを示す図面とともに説明する以下の記載によつて示される。

図面に示されている歯車はハウジング12を有し、このハウジング内にその全体を10で示す第1のねじ軸がスラスト軸受13及び2つのラジアル軸受14、16によつて回転自在に取付けられている。この軸10は本来駆動軸部分10a、ね

じ部分 10b 及び出力ピニオン 10c とよりなり、このピニオン 10c は駆動軸部分 10a 上に配設され、特にこれと一体的になつてゐる。

さらに、2つの連結軸 20 がハウジング 12 内に配設され、これらの連結軸は全く同じ構造でありまた同じ様に取付けられている。各連結軸 20 は、振り棒(トーションバー)又は振り棒(トーションロッド)として構成された軸本体 20a と、中空体として構成された2つのピニオンすなわち駆動ピニオン 20b 及び出力ピニオン 20c とよりなる。これらのピニオンはその両側が、軸受 22 によつてハウジング 12 に支持される。

第1の実施態様では、スライン 24, 26 が、ピニオン 20b 又は 20c と軸本体 20a とをこれらが相対回転不可能のように連結するためである。本発明によれば、2組のスラインにおける歯の数は1つだけ異なる。ピニオン 20b, 20c を軸本体 20a からその軸線方向に引出しこのピニオンを軸本体に対して回転させることにより、この2つのピニオンの相互の角度位置は、2組の

に部分にかかる負荷が変るときでさえも2つのねじ部分の同一速度の走行と相互間の同一位相の位置とが保証される。

本発明の歯車によつて第1ねじ軸 10 の駆動軸部分 10a に与えられる駆動トルクはねじ部分 10b とねじ部分 30b とに同等に、すなわちそれぞれ 50%ずつ伝達されるので、本発明の特徴とするところによれば、駆動軸部分 10a の出力ピニオン 10c の右側と左側(第1図)における直徑はその横断面がおおよそ 2:1 の比となるよう避けられるといふことが示唆される。

2つの出力ピニオン 20c によつて駆動ピニオン 30c に与えられた力の半径方向の分力を実質上互いに相殺するために、2つの連結軸 20 が第3図及び第4図に示すように、第2のねじ軸 30 の軸線に対し、2つのねじ軸の軸線によつて画成される平面に関して鏡像関係にあるように配設される。

同一の連結軸 20 の使用は2つの軸本体 20a が同じ様に振られるという利点がある。

特開昭58-128548(4)  
スライン 24, 26 のうちの1組を離間させることによるのみでなく最も小さな回転角によつてもまた変えられる。

第1図の実施態様においては2つの軸本体 20a は勿論、図示しない手段によつて軸方向に固定しなければならない。

第1図及び第3図に示すように出力ピニオン 10c は連結軸の2つの駆動ピニオン 20b を駆動し、また連結軸の出力ピニオン 20c は第2のねじ軸 30 の駆動ピニオン 30c と噛み合ひが、この第2のねじ軸 30 はスラスト軸受 32 と2つのラジアル軸受 34, 36 とによつてハウジング 12 に支持され本来駆動軸部分 30a とねじ部分 30b とよりなるものである。

本発明によると駆動ピニオン 30c は駆動軸部分 30a と一体的に形成されており、この点は第1ねじ軸 10 の場合と同様である。

相互に噛み合ひねじ部分 10b と 30b とはこのようにして同一方向に駆動され、これらのねじ部分が噛み合ひるので、処理すべき物質によつてね

最後に、振り棒(トーションバー)としての軸本体 20a の構造によりピニオン 20b 及び 20c の各々は余分の機構を要することなく2つの軸受 22 によつて支持することが可能となる。

図示し説明された実施態様は、最小の種類の構成要素によつて構成することができたこの種の型式における公知の歯車の場合のようを高度の精密製作の必要性もないといふことが明らかである。

第5図は連結軸の軸本体とそのピニオンとの連結の異なつた型式を示している。この実施態様においては軸本体 20a' とピニオン 20c' の肩部 50 との間に締付け継手が設けられ、この継手は円錐形リング 52 と2つの固定リング 54 とよりなり、このリング 54 は共にねじ 56 によつて軸方向に引き寄せることができそのため円錐形リング 52 の直徑を減少せることになる。第1の実施態様が積極的な連結手段を有しているのに対し、第2の実施態様のピニオンは軸本体 20a' とは積極的でない連結が可能である。

2つのねじ軸の相互間の正しい位置、すなわち

駆動トルクの大きさとは関係なしに歯車を調整した後の常に正しい回転角度は、歯車を設けた第1のねじ軸10の駆動軸部分と連結軸20の軸本体20a又は軸が鋼で構成されているようなその歯車に対して、次の条件が満たされるとときに、得られる。

$$\frac{L_k}{n} I(k) \cdot \frac{Z_k}{Z_{\text{tot}}} = \frac{L_{\text{tot}}}{I(k_{\text{tot}})}$$

ここで

Lk : 换り荷重がかけられた連結軸の軸本体の長さ

L<sub>5</sub> : 振り荷重がかけられた第 1 のねじ軸の駆動軸部分の長さ

n : 連結軸の数

$I_{\text{tik}}$ : 換られた連結軸本体の極慣性モーメント

It(sL) : 抜られた第1のねじ軸の駆動軸部分  
の極慣性モーメント

$Z_k$  : 連結軸の駆動ピニオンの歯数

Z<sub>sL</sub> : 第 1 のねじ軸の出力ピニオンの歯数

特開昭58-128548 (5)

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は歯車機構の第1の縦断面図(第3図の1-1線による断面図)、

第2図は第1図の2-2線による第2の縦断面図、

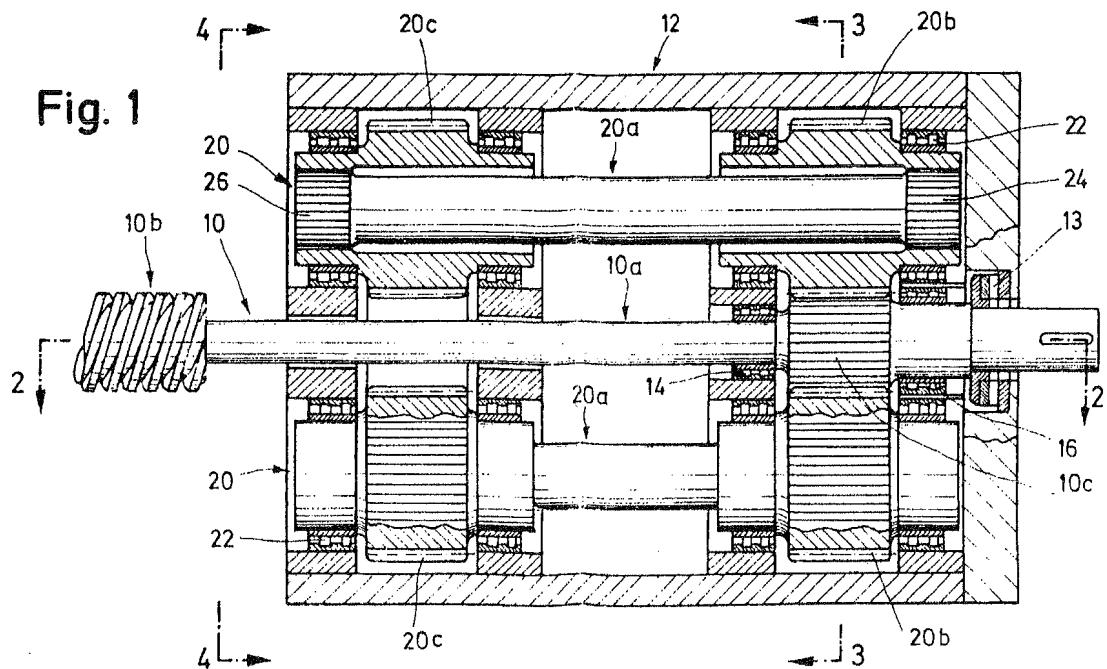
第3図及び第4図は第1図の3-3線及び4-4線による歯車機構の横断面図、

第5図は振り棒として仕組まれた連結軸のビニオンと軸本体との間に配設された連結装置の変形を示す図である。

10…第1ねじ軸、10a…駆動軸部、10b…ねじ部、10c…出力ピニオン、20…連結軸、  
20a…軸本体、20b…駆動ピニオン、20c…出力ピニオン、30…第2ねじ軸、30a…駆動軸部、30b…ねじ部、30c…出力ピニオン。

以下全白

Fig. 1



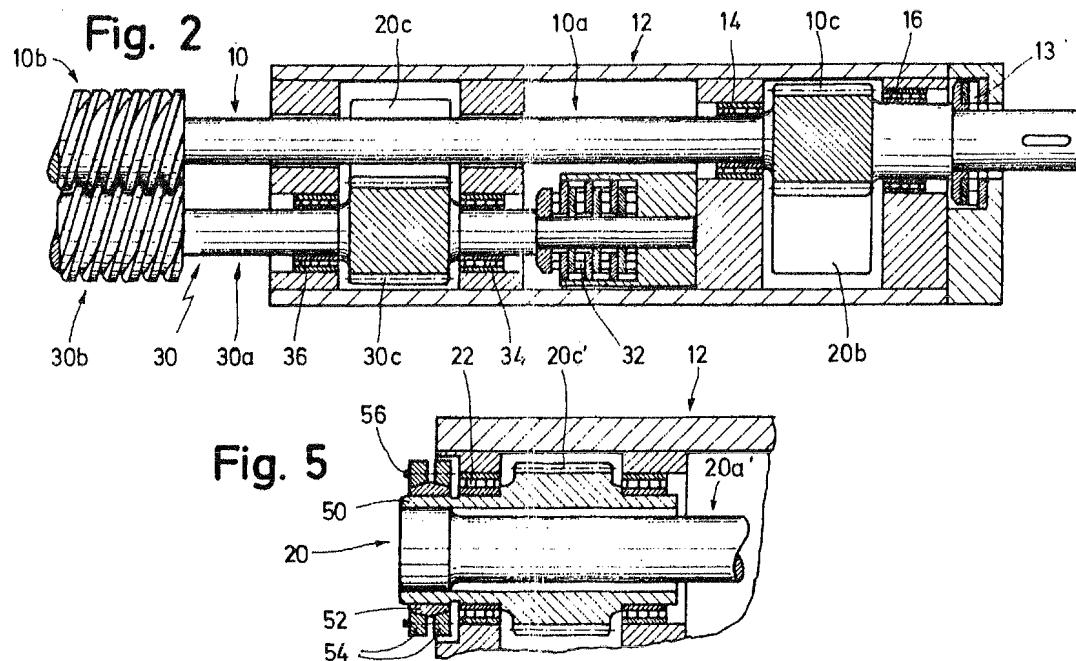


Fig. 3

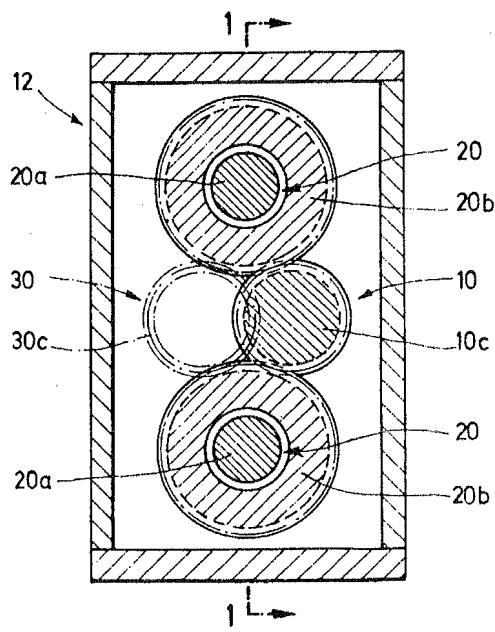


Fig. 4

